

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

Rec'd PCT/PTO 06 JAN 2005

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
15. November 2001 (15.11.2001)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 01/86176 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: F16H 61/20, (72) Erfinder; und
B60K 41/10 // F16H 59:48, 59:50 (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): SCHIELE, Peter
[DE/DE]; Tunau 3, 88079 Kressbronn (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP01/05205 (74) Gemeinsamer Vertreter: ZF FRIEDRICHSHAFEN
AG; 88038 Friedrichshafen (DE).
- (22) Internationales Anmeldedatum:
8. Mai 2001 (08.05.2001) (81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.
- (25) Einreichungssprache: Deutsch (84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT,
BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC,
NL, PT, SE, TR).
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
100 23 053.9 11. Mai 2000 (11.05.2000) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE]; 88038
Friedrichshafen (DE).
- Veröffentlicht:
— mit internationalem Recherchenbericht
- Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen
Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on
Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe
der PCT-Gazette verwiesen.

(54) Title: CONTROL SYSTEM FOR A MOTOR VEHICLE TRANSMISSION COMPRISING A TORQUE CONVERTER OR
A HYDRODYNAMIC CLUTCH

(54) Bezeichnung: STEUERSYSTEM FÜR EIN KRAFTFAHRZEUGGETRIEBE MIT EINEM DREHMOMENTWANDLER
ODER EINER HYDRODYNAMISCHEN KUPPLUNG

(57) Abstract: The invention relates to a control system for a transmission comprising a torque converter or a hydrodynamic clutch
in a motor vehicle. Said system comprises at least one clutch or brake that conducts torque during the starting operation of the motor
vehicle. The invention provides that the starting power of the motor vehicle is regulated, as a function of a driver's wish, via a slip
clutch or brake, which is mounted inside the transmission, while taking parameters of the torque converter or of the hydrodynamic
clutch into account.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung bezieht sich auf ein Steuersystem für ein Getriebe mit einem Drehmomentwandler oder
einer hydrodynamischen Kupplung in einem Kraftfahrzeug, mit mindestens einer im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs drehmo-
mentführenden Kupplung oder Bremse. Es wird vorgeschlagen, die Anfahrleistung des Kraftfahrzeugs über eine im Getriebe ange-
ordnete schlupfende Kupplung oder Bremse als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln, unter Einbeziehung von Kenngrößen des
Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung.

Steuersystem für ein Kraftfahrzeuggetriebe mit einem
Drehmomentwandler oder einer hydrodynamischen Kupplung

5 Die Erfindung bezieht sich auf ein Steuersystem für
ein Getriebe mit einem Drehmomentwandler oder einer hydro-
dynamische Kupplung in einem Kraftfahrzeug, zum Steuern
bzw. Regeln eines Anfahrvorganges des Kraftfahrzeugs, nach
dem Oberbegriff von Anspruch 1.

10 Bei modernen Kraftfahrzeugen mit Dieselantriebsmotoren
werden häufig Motoren mit Abgasaufladung eingesetzt. Aus
ökologischen Gesichtspunkten heraus wird ein nahezu rauch-
freier Betrieb des Dieselmotors im gesamten Betriebsbereich
15 angestrebt. Hierzu darf jeweils nur soviel Kraftstoff ein-
gespritzt werden, wie mit der über den Abgasturbolader ge-
förderten Luftmasse rußfrei verbrannt werden kann. Im Leer-
lauf des Motors ist die geförderte Luftmasse entsprechend
gering. Das Anfahrverhalten eines solchermaßen motorisier-
ten Kraftfahrzeugs kann für den Fahrer subjektiv als nicht
20 zufriedenstellend empfunden werden, speziell bei einer
schnellen und hohen Leistungsanforderung. Unmittelbar im
Anfahrvorgang begrenzt der Drehzahlanstieg der Abgasturbine
und der damit verbundene Anstieg des Luftmassendurchsatzes
25 die eingespritzbare Kraftstoffmenge zur Leistungsanhebung,
um ein „Rußen“ gerade noch zu vermeiden. Erst mit zunehmen-
der Motordrehzahl steigt der Luftmassendurchsatz, dazu die
Einspritzmenge des Kraftstoffs und folglich das Motormo-
ment. Entsprechend flach ist der Drehmomentenanstieg zu Be-
30 ginn des Anfahrvorgangs, gefolgt von einem stark progressi-
ven Drehmomentenaufbau.

Eine ähnliche Problematik ergibt sich bei Verwendung eines abgas aufgeladenen Ottomotors. Hier sind die ökologischen Regularien die Abgaszusammensetzung im Leerlaufbetrieb und bei der Anfettung des Kraftstoff-Luft-Gemisches beim Anfahren. Die dem Motor durch die Aufladung zugeführte Luftmasse ist unmittelbar von der Drehzahl der Abgasturbine abhängig. Der Drehzahlhochlauf der Abgasturbine erfolgt stets mit einem gewissen Zeitversatz zur Leistungsanforderung (Gaspedalbewegung) des Fahrers, je nach Größe der Abgasturbine mehr oder weniger. Der Fahrer spürt dies als unerwünscht langsamen Aufbau des Abtriebsmomentes des Fahrzeugs, üblicherweise als „Turbo-Loch“ bezeichnet.

In Verbindung mit Wandlerautomatgetrieben läßt sich die Anfahrschwäche eines Kraftfahrzeugs mit abgas aufgeladenem Motor über die Charakteristik des Drehmomentwandlers (Trilok-Wandlers) positiv beeinflussen. Üblicherweise ist im Wandler eine Überbrückungskupplung vorgesehen, über die die hydraulische Leistungsübertragung mechanisch überbrückt werden kann, zur Reduzierung von Schlupfverlusten im Betrieb mit höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten. Die hydrodynamische Drehmomentübertragung bewirkt einen ruckfreien Anfahrvorgang mit entsprechend hohem Komfort. Nachteilig für die Anfahrtdynamik ist jedoch, daß die Motordrehzahl gegen das Aufnahmement des Drehmomentwandlers hochlaufen muß. Dazu addieren sich die obligatorisch ebenfalls vorhandenen weiteren Schleppmomente des Antriebsstrangs als Verluste. Da das Aufnahmement eines Wandlers mit hoher Momentenverstärkung („weiche“ Wandler-Kennung) geringer ist als das bei einem Wandler mit niedriger Momentenverstärkung („harte“ Wandler-Kennung), läßt sich die beschriebene Anfahrschwäche zum Teil kompensieren, allerdings auf Kosten eines „gummiband-ähnlichen“ Führungsverhaltens der Motordrehzahl

aufgrund der weichen Kennung. Speziell bei Kälte nimmt das Wandleraufnahmement generell stark zu, wodurch sich die Anfahrtschwäche noch weiter verschlechtert.

5 Wird anstelle einer Trilok-Wandlers eine hydrodynamische Kupplung eingesetzt, ergibt sich eine ähnliche Problematik. Durch das gegenüber dem Drehmomentwandler fehlende Leitrad kann das Drehmoment des Motors nicht verstärkt werden, wodurch sich ein weiterer Nachteil im zügigen Aufbau
10 des Abtriebsmomentes des Kraftfahrzeugs ergibt. Häufig wird auch eine hydrodynamische Kupplung mit einer Überbrückungskupplung kombiniert, um bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten die Schlupfverluste zu eliminieren.

15 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Steuersystem zu schaffen, mit dem das Anfahrverhalten eines Getriebes, das einen Drehmomentenwandler oder eine hydrodynamische Kupplung sowie eine im Getriebe angeordnete, drehmomentführende und regelbare Kupplung oder Bremse aufweist,
20 verbessert wird.

Diese Aufgabe wird mit einem Steuersystem, das die Merkmale des Hauptanspruchs aufweist, gelöst.

25 Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Steuersystems sind den Unteransprüchen 2 bis 20 zu entnehmen.

30 Erfindungsgemäß wird also vorgeschlagen, im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs die Anfahrleistung über eine drehmomentführende schlupfende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist, als Funktion eines Fahrerwunsches

zu regeln, wobei Kenngrößen des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung berücksichtigt werden.

5 In vorteilhafter Weise kann über den Schlupf in der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse der Drehzahl-Hochlauf des antreibenden Motors gezielt gesteuert bzw. eingeregelt werden. Auf diese Weise wird beispielsweise ein eingangs beschriebenes „Turbo-Loch“ in der Anfahrlistung eines Fahrzeugs mit abgas aufgeladenem Verbrennungsmotor
10 wirkungsvoll verhindert.

In dem Maße, wie die drehmomentführende Kupplung bzw. Bremse im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs geöffnet, also in Schlupf begracht wird, reduziert sich das vom Motor aufzubringende hydraulische Aufnahmement des Drehmomentwandlers bzw. der hydraulischen Kupplung.
15

Im Extremfall wird die drehmomentführende Kupplung bzw. Bremse kurzzeitig vollständig oder fast vollständig bis zum Anlegepunkt des Kolbens der Kupplung bzw. Bremse geöffnet, sodaß der Motor bei einer Leistungsanforderung durch den Fahrer (Gaspedalbetätigung) quasi frei hochdrehen kann. Der Motorhochlauf wird im Extremfall also nur durch die rotatorische Massenträgheit und die Reibungsverluste
20 des Motors, sowie durch die rotatorische Massenträgheit der drehenden Getriebebauteile in Kraftflußrichtung bis zur geöffneten Kupplung bzw. Bremse mit den entsprechenden Reibungsverlustanteilen des Getriebes behindert, der Verlustanteil des Wandleraufnahmementes entfällt vollständig.
25

30

Vorteilhaft vor und zu Beginn des Anfahrvorganges ist eine Reduzierung des Druckes in der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse auf einen Wert knapp oberhalb des

Fülldruckes der Kupplung bzw. Bremse, der Kolbens der Kupplung bzw. Bremse verbleibt also am Anlegepunkt der Reibungselemente und es wird ein geringes Drehmoment übertragen. Auf diese Weise kann der Schließvorgang der Kupplung bzw. Bremse ohne fülltechnisch bedingte Totzeiten für den Fahrer stoßfrei und komfortabel geregelt werden.

In Versuchen hat sich herausgestellt, daß ein geringer Zeitversatz zwischen der Leistungsanforderung des Fahrers und dem Losrollen des Fahrzeugs, also dem Anstieg der Abtriebsdrehzahl des Getriebes, nicht als negativ empfunden wird, insbesondere wegen der akustischen Wahrnehmung der ansteigenden Motordrehzahl unmittelbar auf die Gaspedalbetätigung hin. Zweckmäßigerweise wird der Schlupfregelung der Kupplung bzw. Bremse derart ausgeführt, daß sich ein fahrzeug- und vor allem motorspezifisches Optimum an Anfahrleistung ergibt.

In vorteilhafter Weise kann im Fahrzeug eine fahrdynamisch günstige „straffe“ oder auch „harte“ Kennung des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung vorgesehen werden, mit entsprechend direktem Führungsverhalten der Motordrehzahl bei Gaspedaländerungen durch den Fahrer im überwiegenden Fahrbetrieb, in dem eine Überbrückungskupplung des Wandlers geöffnet ist.

Der Einsatz des erfindungsgemäßen Steuersystems ist dabei nicht auf ein Automatgetriebe beschränkt, es eignet sich beispielsweise sowohl für ein Stufenautomatgetriebe, ein CVT(Continuos Variable Transmission)-Getriebe, IVT(Infinetely Vaiable Transmission)-Getriebe als auch für ein nichtautomatisiertes oder automatisiertes Handschaltgetriebe, jeweils in Verbindung mit einem vorhandenen Dreh-

momentwandler oder einer hydrodynamischer Kupplung, und mit einer im Anfahrvorgang drehmomentführenden regelbaren Kupplung oder Bremse im Getriebe.

5 In einer Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs ein Abtriebsmoment M_{Ab} des Getriebes, insbesondere einen zeitlichen Abtriebsmomentenverlauf $M_{Ab}(t)$, über eine drehmomentführende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist,
10 als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln. Selbstverständlich kann anstelle des Getriebe-Abtriebsmomentes auch ein Fahrzeug-Abtriebsmoment verwendet werden. Eine Gaspedalbewegung des Fahrers wird hierbei in vorteilhafter Weise unmittelbar als Drehmomentanforderung am Getriebeabtrieb
15 interpretiert. Das Abtriebsmoment M_{Ab} bzw. dessen zeitlicher Verlauf $M_{Ab}(t)$ ist hierbei primär vom Verlauf des Kupplungsmomentes in der Schlupfphase abhängig. Die Anfahrleistung des Kraftfahrzeugs ist somit zum Zeitpunkt der schlupfenden Getriebekupplung bzw. Getriebebremse vom tatsächlichen Drehmomentaufbau des Antriebsmotors entkoppelt,
20 auch von einer im Verlauf des Schließvorganges der Kupplung bzw. Bremse von der Getriebesteuerung bei der Motorsteuerung angeforderte Momentenreduktion oder auch Momentenerhöhung. Die Regelung des Abtriebsmomentes M_{Ab} kann somit in
25 einfacher Weise auf eine maximal mögliche Anfahrleistung des Fahrzeug abgestimmt werden, entsprechend dem aktuellen Leistungswunsch des Fahrers, beispielsweise mit linearem Drehmomentaufbau am Getriebeabtrieb.

30 Ein Drehmomentwandler und eine hydrodynamischen Kupplung weisen eine Turbine auf, die drehmomentführend mit der Getriebeeingangswelle verbunden ist. In einer anderen Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, im Anfahrvor-

gang des Kraftfahrzeugs ein Turbinenmoment M_T dieser Turbine, insbesondere einen zeitlichen Turbinenmomentenverlauf $M_T(t)$, über eine drehmomentführende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist, als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln. In vorteilhafter Weise wird hierdurch eine Leistungsanforderung des Fahrers einerseits direkt als Drehmomentvorgabe regelungstechnisch umgesetzt, andererseits - in Verbindung mit typabhängigen, konstruktiv bekannten Kenngrößen des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung - auch das für den Fahrer subjektiv wichtige Motordrehzahlverhalten in die Regelung miteinbezogen.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs eine Turbinendrehzahl n_T der Turbinedes Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung, insbesondere einen zeitlichen Turbinendrehzahlverlauf $n_T(t)$, über eine drehmomentführende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist, als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln. In vorteilhafter Weise kann hierdurch insbesondere in Verbindung mit typabhängigen, konstruktiv bekannten Kenngrößen des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung die Motordrehzahl n_{Mot} in einfacher Weise so geführt werden, daß für den Fahrer beim Anfahren stets eine gut nachvollziehbare Korrelation zwischen seiner Gaspedalbewegung und dem Motorfolgeverhalten gegeben ist.

In einer Ausgestaltung zur Regelung der Turbinendrehzahl n_T kann vorgesehen sein, deren Gradienten dn_T/dt als Regelgröße zu verwenden. Der hierdurch erzielbare Vorteil in der Regeldynamik wirkt sich durch die Vermeidung von spürbaren Überschwingern der Motordrehzahl als Folge einer

zu späten druckseitigen Reaktion in der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse, insbesondere bei einer schnellen und hohen Leistungsanforderung, positiv sowohl im Anfahrkomfort als auch in der Sicherheit gegen Kupplungsschäden aus.

5

In einer Weiterbildung der Regelung der Turbinendrehzahl n_T , des zeitlichen Verlaufs $n_T(t)$ der Turbinendrehzahl oder des Turbinendrehzahl-Gradienten dn_T/dt kann vorgesehen sein, daß die jeweilige Regelgröße n_T , $n_T(t)$ bzw. dn_T/dt eine Funktion vom Abstand zum Synchronpunkt des Schließvorgangs der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse ist. Hierdurch kann der Schließkomfort der Kupplung bzw. Bremse insbesondere im Bereich kleiner Schlupfdrehzahlen weiter verbessert werden.

15

Neben der Turbine weisen Drehmomentwandler und hydrodynamische Kupplung eine Pumpe auf, die drehmomentführend mit dem antreibenden Motor verbunden ist. Die Leistungsübertragung erfolgt hydrodynamisch von der Pumpe zur Turbine. In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs ein Drehzahlverhältnis nue , welches als Quozient von Turbinendrehzahl n_T und Pumpendrehzahl n_P des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung definiert ist, über eine drehmomentführende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist, als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln, insbesondere unter Berücksichtigung des verwendeten Wandlertyps (Drehmomentwandler oder hydrodynamische Kupplung) und/oder einer Temperatur.

30

Als Kenngrößen des Wandlertyps sind insbesondere die bekannten konstruktiven Auslegungswerte maximale Wandlerverstärkung μ_{e_max} , Wandlerpumpenmoment M_{P2000} (bei einer

Antriebsdrehzahl von 2000 1/min) anzusehen, aber auch die bekannten Wandlerdiagramme mit den Funktionen Pumpenmoment $M_P = f(\text{Pumpendrehzahl } n_P)$, Momentenverhältnis $\mu = f(\text{Drehzahlverhältnis } \nu)$ mit $\mu = \text{Turbinenmoment } M_T / \text{Pumpenmoment } M_P$ und $\nu = n_T / n_P$, Wandlerwirkungsgrad $= f(\text{Drehzahlverhältnis } \nu)$, Turbinenmoment $M_T = f(\text{Turbinendrehzahl } n_T)$, Pumpendrehzahl $n_P = f(\text{Turbinendrehzahl } n_T)$, Wandlerwirkungsgrad $= f(\text{Turbinendrehzahl } n_T)$.

Als Temperatur zur Berücksichtigung in der Regelung ist insbesondere die Getriebeöltemperatur vorzusehen, da diese im wesentlichen Maß den Wirkungsgrad des hydrodynamischen Kreislaufs im Drehmomentwandler bzw. in der hydrodynamischen Kupplung und damit das Aufnahmemoment beeinflusst. Als Ersatzgrößen für die Getriebeöltemperatur kann auch eine Motoröltemperatur, eine Kühlwassertemperatur oder auch eine Außenlufttemperatur verwendet werden. Anstelle einer sensierten Temperatur kann auch eine über ein geeignetes Temperaturmodell berechnete fiktive Temperatur verwendet werden.

Somit ist in vorteilhafter Weise ein regelungstechnisch einfacher Bezug zu den typabhängigen, konstruktiv bekannten Kenngrößen des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung gegeben. Insbesondere durch die Berücksichtigung der Getriebeöltemperatur (oder einer entsprechenden Ersatz-Temperatur) kann die Anfahrleistung eines Fahrzeugs mit abgasaufgeladenem Verbrennungsmotor bei tiefen Temperaturen deutlich verbessert werden, wenn beispielsweise die Schlupfzeit der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse zu tiefen Temperaturen hin verlängert wird, oder wenn der Zeitanteil mit großem Kupplungsschlupf

unmittelbar zu Beginn des Anfahrvorgangs zu tiefen Temperaturen hin vergrößert wird.

In einer Weiterbildung der Regelung des Drehzahlverhältnisses nue kann vorgesehen sein, daß für die Motordrehzahl n_Mot ein Sollwert n_Mot_soll oder ein zeitlicher Sollwert-Verlauf $n_Mot_soll(t)$ vorgegeben wird. Hierdurch wird einerseits der Vorteil einer guten Abstimmbarkeit auf eine Turbolader-Charakteristik erzielt, die Möglichkeit zur Verbesserung der Anfahrleistung des Kraftfahrzeugs durch gezielten Motorhochlauf also einfach erschlossen. Andererseits wird auch das Führungsverhalten der Motordrehzahl n_Mot auf Gaspedaländerungen des Fahrers subjektiv vorteilhaft empfunden.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs ein Drehmomentverhältnis mue , welches als Quozient von Turbinenmoment M_T und Pumpenmoment M_P des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung definiert ist, über eine drehmomentführende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist, als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln, insbesondere unter Berücksichtigung des verwendeten Wandlertyps (Drehmomentwandler oder hydrodynamische Kupplung) und/oder einer Temperatur. Vorteilhaft ist bei dieser Ausgestaltung einerseits die einfache regelungstechnische Ausrichtbarkeit auf wandlertypische Einflüsse auf die Anfahrleistung des Kraftfahrzeugs, andererseits auch die zuvor schon beschriebene Momentenorientierung der Regelung. Als Kenngrößen des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung können vorzugsweise die zuvor im Zusammenhang mit der Regelung des Drehzahlverhältnisses nue beschriebenden Kenngrößen verwendet werden. Die Temperatur

kann vorzugsweise - wie ebenfalls schon beschrieben - aus einer Getriebeöl-Temperatur und/oder Motoröl-Temperatur und/oder Motorkühlmittel-Temperatur und/oder Lufttemperatur und/oder berechneten fiktiven Temperatur bestimmt werden.

5

In weiteren Ausgestaltungen der Erfindung wird vorgeschlagen, im Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs eine Beschleunigung a_{Fzg} oder eine Geschwindigkeit v_{Fzg} des Kraftfahrzeugs, insbesondere deren zeitlicher Verlauf $a_{\text{Fzg}}(t)$ bzw. $v_{\text{Fzg}}(t)$, über eine drehmomentführende Kupplung oder Bremse, die im Getriebe angeordnet ist, als Funktion eines Fahrerwunsches zu regeln. Vorteilhaft ist hierbei insbesondere die gute regelungstechnische Korrelation zum subjektiven Empfinden des Fahrers, der seine angeforderte Fahrleistung stets als Fahrzeugbeschleunigung und Geschwindigkeitszuwachs spürt.

15

20

25

30

Der Fahrerwunsch als Eingangsgröße des erfindungsgemäßen Steuerungssystems kann in bekannter Weise beispielsweise direkt aus einer Gaspedalbewegung, also einem Gaspedalweg und/oder einer Gaspedalgeschwindigkeit, oder aus einer Stellung bzw. Veränderung einer Leistungssteuereinrichtung am Antriebsmotor gebildet werden. Als Fahrerwunsch kann auch ein berechneter Wert verwendet werden, der als Ausgangsgröße eines E-Gas-Systems oder des Motorsteuergerätes vorliegt, beispielsweise ein Fahrpedalwert, eine Fahrpedalgeschwindigkeit, eine Leistungsanforderung, eine Motormomentenvorgabe, ein Luftmassensignal des Motors oder eine Kraftstoff-Einspritzmenge. Selbstverständlich kann der Fahrerwunsch auch durch mehrere parallele Signale definiert sein, sowie weitere Fahrzeugsysteme - beispielsweise ein Fahrzeug-Bremssystem, eine Geschwindigkeitsregelanlage oder

ein Verkehrs-Leitsystem - in die Generierung miteinbezogen sein.

Erfindungsgemäß wird nun vorgeschlagen, den Fahrerwunsch in die Regelung der Anfahrlleistung, des Abtriebsmomentes M_{Ab} bzw. $M_{Ab}(t)$, des Turbinenmomentes M_T bzw. $M_T(t)$, der Turbinendrehzahl n_T bzw. $n_T(t)$, des Turbinendrehzahlgradienten dn_T/dt , des Drehzahlverhältnisses nue , des Drehmomentverhältnisses mue , der Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} bzw. $a_{Fzg}(t)$ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} bzw. $v_{Fzg}(t)$ einzubeziehen. Aus dem Fahrerwunsch wird hierbei ein Sollwert für die Regelung gebildet, insbesondere ein zeitlicher Sollwertverlauf oder ein Sollgradient. Eine bevorzugte Sollvorgabe ist ein Abtriebsmomenten-Sollwert M_{Ab_soll} , insbesondere ein zeitlicher Abtriebsmomenten-Sollverlauf $M_{Ab_soll}(t)$ und/oder ein Abtriebsmomenten-Sollgradient dM_{Ab_soll}/dt bzw. dazu äquivalente Größen.

In einer anderen Ausbildung der Erfindung kann vorgesehen sein, für die Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Abtriebsdrehzahl-Sollwert n_{Ab_soll} und insbesondere einen zeitlichen Abtriebsdrehzahl-Sollverlauf $n_{Ab_soll}(t)$ und/oder einen Abtriebsdrehzahl-Sollgradienten dn_{Ab_soll}/dt bzw. dazu äquivalente Größen zu bilden.

In noch einer anderen Ausbildung der Erfindung kann vorgesehen sein, für die Regelung aus dem Fahrerwunsch einen Motormomenten-Sollwert M_{Mot_soll} und insbesondere einen zeitlichen Motormomenten-Sollverlauf $M_{Mot_soll}(t)$ und/oder einen Motormomenten-Sollgradienten dM_{Mot_soll}/dt zu bilden. In einer Weiterbildung hierzu wird vorgeschlagen, den Sollwert M_{Mot_soll} bzw. Sollverlauf $M_{Mot_soll}(t)$

bzw. Sollgradienten $dM_{\text{Mot_soll}}/dt$ des Motormomentes als eine Funktion einer Ansauglufttemperatur des Motors und/oder einer Außenlufttemperatur am Kraftfahrzeug und/oder einer Luftdichte der Ansaugluft bzw. der Außenluft zu bilden.

In einer weiteren Ausbildung der Erfindung kann vorgesehen sein, für die Regelung aus dem Fahrerwunsch einen Motordrehzahl-Sollwert $n_{\text{Mot_soll}}$ und insbesondere einen zeitlichen Motordrehzahl-Sollverlauf $n_{\text{Mot_soll}}(t)$ und/oder einen Motordrehzahl-Sollgradienten $dn_{\text{Mot_soll}}/dt$ zu bilden.

In weiteren Ausbildungen der Erfindung kann vorgesehen sein, für die Regelung aus dem Fahrerwunsch einen Beschleunigungs-Sollwert $a_{\text{Fzg_soll}}$ oder einen Geschwindigkeits-Sollwert $v_{\text{Fzg_soll}}$ des Fahrzeugs zu bilden, insbesondere deren zeitlichen Sollverläufe $a_{\text{Fzg_soll}}(t)$ bzw. $v_{\text{Fzg_soll}}/dt$ zu bilden.

Um die Spontanität der Anfahrvorgangs weiter zu verbessern, ist es vorteilhaft, in der Regelung der Anfahrleistung, des Abtriebsmomentes M_{Ab} bzw. $M_{\text{Ab}}(t)$, des Turbinenmomentes M_{T} bzw. $M_{\text{T}}(t)$, der Turbinendrehzahl n_{T} bzw. $n_{\text{T}}(t)$, des Turbinendrehzahlgradienten dn_{T}/dt , des Drehzahlverhältnisses n_{ue} , des Drehmomentverhältnisses m_{ue} , der Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} bzw. $a_{\text{Fzg}}(t)$ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} bzw. $v_{\text{Fzg}}(t)$ nicht nur das aktuell von dem Antriebsmotor zur Verfügung stehende Motormoment M_{Mot} während der Schlupfphase der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse auszunutzen, sondern zusätzlich das rotatorische Moment, welches sich durch die Verzögerung von rotierenden Getriebebauteilen am Getriebeabtrieb ab-

stützt. Ebenso wirkt sich die Einbeziehung rotatorischer Energieanteile des Motors in der Regelung positiv auf die Dynamik des Anfahrvorgangs aus. Am Beispiel einer Abtriebsmomenten-Regelung wird dies im folgenden kurz erläutert.

5

Das maximale für den Anfahrvorgang nutzbare Abtriebsmoment M_{Ab_ges} setzt sich in bekannter Weise zusammen aus einem dynamischem Motormoment $M_{Mot_dyn_Ab}$ und einem rotatorischen Momentenanteil $M_{rot_dyn_Ab}$ der drehenden Getriebekomponenten incl. Drehmomentwandler bzw. hydrodynamischer Kupplung, jeweils mathematisch bezogen auf den Getriebeabtrieb unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung. Das dynamische Motormoment $M_{Mot_dyn_Ab}$ ergibt sich dabei aus der innermotorischen Umsetzung der Leistungsanforderung des Fahrers. Das während der Schlupfphase der Kupplung bzw. Bremse übertragene Drehmoment ist primär durch die druckseitig aufgebrachte Normalkraft auf die Reibflächen, durch den Reibwert der Reibflächen und durch den Reibradius bestimmt.

20

Es hat sich dabei als vorteilhaft erwiesen, das dynamische Motormoment $M_{Mot_dyn_Ab}$ für die Druckberechnung der drehmomentführenden Kupplung bzw. Bremse während deren Schlupfphase aus einem indizierten Motormoment M_{Mot_ind} zu berechnen, insbesondere in Hinblick auf die sich während des Anfahrvorgangs ansteigende Motordrehzahl n_{Mot} und der für diesen Motorhochlauf benötigten Energie mit dem entsprechenden Einfluß auf das Getriebeeingangsmoment. Üblicherweise wird das indizierte Motormoment M_{Mot_ind} von der Motorsteuerung auf Basis vieler motortechnischer Einflußgrößen berechnet und anderen Steuergeräten in Kraftfahrzeug zu deren Nutzung zur Verfügung gestellt. In Kombination mit einem Drehmomentwandler ist selbstverständlich

30

noch die aktuelle Wandlerverstärkung μ_e bzw. der Turbinenmomentenverlauf $M_T(t)$, $M_T(n_T)$ zu berücksichtigen.

Bezugszeichen

	a_Fzg	Beschleunigung des Kraftfahrzeugs
5	a_Fzg(t)	zeitlicher Verlauf der Beschleunigung
	a_Fzg_soll	Sollwert der Beschleunigung
	a_Fzg_soll(t)	Sollwert des Beschleunigungs-Verlaufs
	v_Fzg	Geschwindigkeit des Kraftfahrzeugs
	v_Fzg(t)	zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit
10	v_Fzg_soll	Sollwert der Geschwindigkeit
	v_Fzg_soll(t)	zeitlicher Sollverlauf der Geschwindigkeit
	n_Mot	Motordrehzahl
	n_Mot(t)	zeitlicher Verlauf der Motordrehzahl
15	dn_Mot/dt	Gradient der Motordrehzahl
	n_Mot_soll	Sollwert der Motordrehzahl
	n_Mot_soll(t)	zeitlicher Sollverlauf der Motordrehzahl
	dn_Mot_soll/dt	Sollgradient der Motordrehzahl
20	M_Mot	Motormoment
	M_Mot(t)	zeitlicher Verlauf des Motormomentes
	dM_Mot/dt	Gradient des Motormomentes
	M_Mot_soll	Sollwert des Motormomentes
	M_Mot_soll(t)	zeitlicher Sollverlauf des Motormomentes
25	dM_Mot_soll/dt	Sollgradient des Motormomentes
	M_Mot_dyn_Ab	dynamisches Motormoment, reduziert auf die Abtriebsdrehzahl
	M_Mot_ind	iertes Motormoment
30	M_rot_dyn_Ab	rotatorisches Moment des Getriebes, reduziert auf die Abtriebsdrehzahl

	n_P	Pumpendrehzahl des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung
	n_T	Turbinendrehzahl des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung
5	$n_T(t)$	zeitlicher Verlauf der Turbinendrehzahl
	dn_T/dt	Gradient der Turbinendrehzahl
	nue	Drehzahlverhältnis des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung; $nue = n_T / n_P$
10	M_P	Pumpenmoment des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung
	M_T	Turbinenmoment des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung
15	$M_T(t)$	zeitlicher Verlauf des Turbinenmomentes von Wandler oder hydrodynamischer Kupplung
	mue	Wandlerverstärkung des Drehmomentwandlers; $mue = M_T / M_P$
20	n_{Ab}	Abtriebsdrehzahl des Getriebes
	$n_{Ab}(t)$	zeitlicher Verlauf der Abtriebsdrehzahl
	dn_{Ab}/dt	Gradient der Abtriebsdrehzahl des Getriebes
	n_{Ab_soll}	Sollwert der Abtriebsdrehzahl
	$n_{Ab_soll}(t)$	zeitlicher Sollverlauf der Abtriebsdrehzahl
25	dn_{Ab_soll}/dt	Sollgradient der Abtriebsdrehzahl
	M_{Ab}	Abtriebsmoment des Getriebes
	$M_{Ab}(t)$	zeitlicher Verlauf des Abtriebsmomentes
	dM_{Ab}/dt	Gradient des Abtriebsmomentes des Getriebes
30	M_{Ab_soll}	Sollwert des Abtriebsmomentes
	$M_{Ab_soll}(t)$	Sollverlauf des Abtriebsmomentes
	dM_{Ab_soll}/dt	Sollgradient des Abtriebsmomentes

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Steuersystem für ein Getriebe mit einem Drehmoment-
wandler oder einer hydrodynamischen Kupplung in einem Kraft-
fahrzeug, mit mindestens einer im Anfahrvorgang des Kraft-
fahrzeugs drehmomentführenden Kupplung oder Bremse, dadurch
g e k e n n z e i c h n e t , daß die Anfahrleistung des
Kraftfahrzeugs über eine im Getriebe angeordnete schlupfende
Kupplung oder Bremse als Funktion eines Fahrerwunsches gere-
gelt wird, unter Einbeziehung von Kenngrößen des Drehmoment-
wandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung.

2. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t , daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs ein
Abtriebsmoment (M_{Ab}) des Getriebes oder des Kraftfahrzeugs
über die im Getriebe angeordnete schlupfende Kupplung bzw.
Bremse als Funktion des Fahrerwunsches geregelt wird, insbe-
sondere ein zeitlicher Abtriebsmomenten-Verlauf ($M_{Ab}(t)$).

3. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t , daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs ein
Turbinenmoment (M_T) einer Turbine des Drehmomentwandlers
bzw. der hydrodynamischen Kupplung über die im Getriebe
angeordnete schlupfende Kupplung bzw. Bremse als Funktion des
Fahrerwunsches geregelt wird, insbesondere ein zeitlicher
Turbinenmomenten-Verlauf ($M_T(t)$).

4. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t , daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs eine
Turbindrehzahl (n_T) einer Turbine des Drehmomentwandlers
bzw. der hydrodynamischen Kupplung über die im Getriebe
angeordnete schlupfende Kupplung bzw. Bremse als Funktion des

Fahrerwunsches geregelt wird, insbesondere ein zeitlicher Turbinendrehzahl-Verlauf ($n_T(t)$).

5 5. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t, daß beim Anfahren des Kraftfahr-
zeugs ein Turbinendrehzahl-Gradient (dn_T/dt) einer Turbine
des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung
über die im Getriebe angeordnete schlupfende Kupplung bzw.
Bremse als Funktion des Fahrerwunsches geregelt wird.

10 6. Steuersystem nach Anspruch 4 oder 5, dadurch
g e k e n n z e i c h n e t, daß die Turbinendreh-
zahl (n_T) bzw. deren zeitlicher Verlauf ($n_T(t)$) oder der
Turbinendrehzahl-Gradient (dn_T/dt) eine Funktion vom Abstand
15 zum Synchronpunkt des Schließvorgangs der schlupfenden Kupp-
lung bzw. Bremse ist.

20 7. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t, daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs ein
Drehzahlverhältnis (nue) des Drehmomentwandlers bzw. der
hydrodynamischen Kupplung über eine im Getriebe angeordnete
schlupfende Kupplung bzw. Bremse als Funktion der Fahrerwun-
sches geregelt wird, wobei das Drehzahlverhältnis (nue) eine
Funktion eines Verhältnisses einer Turbinendrehzahl (n_T) zu
25 einer Pumpendrehzahl (n_P) des Drehmomentwandlers, und/oder
eines Typs des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen
Kupplung, und/oder einer Temperatur ist.

30 8. Steuersystem nach Anspruch 7, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t, daß bei der Regelung der Drehzahlverhält-
nisses (nue) ein Motordrehzahl-Sollwert (n_{Mot_soll}) oder ein
zeitlicher Motordrehzahl-Sollverlauf ($n_{Mot_soll}(t)$) vorgege-
ben wird.

9. Steuersystem nach Anspruch 1, wobei das Getriebe einen Drehmomentwandler aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs eine Wandlerverstärkung (μ_e) des Drehmomentwandlers über eine im Getriebe angeordnete schlupfende Kupplung bzw. Bremse als Funktion der Fahrerwunsches geregelt wird, wobei die Wandlerverstärkung (μ_e) eine Funktion eines Verhältnisses eines Turbinenmomentes (M_T) zu einem Pumpenmoment (M_P) des Drehmomentwandlers, und/oder eines Wandlertyps, und/oder einer Temperatur ist.

10. Steuersystem nach Anspruch 7, 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Temperatur aus einer Öltemperatur des Getriebes und/oder einer Öltemperatur des Motors und/oder aus einer Kühlmitteltemperatur des Motors und/oder aus einer Lufttemperatur und/oder aus einer über ein Modell berechneten fiktiver Temperatur bestimmt wird.

11. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs eine Beschleunigung (a_{Fzg}) des Kraftfahrzeugs über die im Getriebe angeordnete schlupfende Kupplung bzw. Bremse als Funktion des Fahrerwunsches geregelt wird, insbesondere ein zeitlicher Beschleunigung-Verlauf ($a_{Fzg}(t)$).

12. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß beim Anfahren des Kraftfahrzeugs eine Geschwindigkeit (v_{Fzg}) des Kraftfahrzeugs über die im Getriebe angeordnete schlupfende Kupplung bzw. Bremse als Funktion des Fahrerwunsches geregelt wird, insbesondere ein zeitlicher Geschwindigkeits-Verlauf ($v_{Fzg}(t)$).

13. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Abtriebsmomenten-Sollwert (M_{Ab_soll}) des Getriebes oder eine dazu äquivalenten Größe gebildet wird, insbesondere ein zeitlicher Abtriebsmomenten-Sollverlauf ($M_{Ab_soll}(t)$) und/oder ein Abtriebsmomenten-Sollgradient (dM_{Ab_soll}/dt).

14. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Abtriebsdrehzahl-Sollwert (n_{Ab_soll}) des Getriebes oder eine dazu äquivalenten Größe gebildet wird, insbesondere ein zeitlicher Abtriebsdrehzahl-Sollverlauf ($n_{Ab_soll}(t)$) und/oder ein Gradient (dn_{Ab_soll}/dt) des Abtriebsdrehzahl-Sollwertes (n_{Ab_soll}).

15. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Motormomenten-Sollwert (M_{Mot_soll}) eines das Getriebe antreibenden Motors gebildet wird, insbesondere ein zeitlicher Motormomenten-Sollverlauf ($M_{Mot_soll}(t)$) und/oder ein Motormomenten-Sollgradient (dM_{Mot_soll}/dt).

16. Steuersystem nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Motormoment-Sollwert (M_{Mot_soll}) bzw. der Motormomenten-Sollverlauf ($M_{Mot_soll}(t)$) bzw. der Motormomenten-Sollgradient (dM_{Mot_soll}/dt) eine Funktion einer Ansauglufttemperatur des Motors und/oder einer Außenlufttemperatur am Kraftfahrzeug und/oder einer Luftdichte der Ansaugluft bzw. der Außenluft ist.

17. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Motordrehzahl-Sollwert ($n_{\text{Mot_soll}}$) eines das Getriebe antreibenden Motors gebildet wird, insbesondere ein zeitlicher Motordrehzahl-Sollverlauf ($n_{\text{Mot_soll}}(t)$) und/oder ein Motordrehzahl-Sollgradient ($dn_{\text{Mot_soll}}/dt$).

18. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Beschleunigungs-Sollwert ($a_{\text{Fzg_soll}}$) des Kraftfahrzeugs gebildet wird, insbesondere dessen zeitlicher Verlauf ($a_{\text{Fzg_soll}}(t)$).

19. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung aus dem Fahrerwunsch ein Geschwindigkeits-Sollwert ($v_{\text{Fzg_soll}}$) des Kraftfahrzeugs gebildet wird, insbesondere dessen zeitlicher Verlauf ($v_{\text{Fzg_soll}}(t)$).

20. Steuersystem nach einem oder mehrerer der vorigen Ansprüche, wobei der Drehmomentwandler bzw. die hydrodynamische Kupplung eine Pumpe und eine Turbine aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß eine oder mehrere der folgenden Kenngrößen des Drehmomentwandler bzw. der hydrodynamischen Kupplung verwendet werden:

- Typ des Drehmomentwandler bzw. Typ der hydrodynamischen Kupplung,
- maximale Momentenverstärkung ($\mu_{\text{e_max}}$) des Drehmomentwandler,
- Pumpenmoment (M_{P2000}) des Drehmomentwandler bei einer Antriebsdrehzahl von 2000 1/min,

- Kennlinie ($M_P = f(n_P)$) eines Pumpenmoments (M_P) als Funktion einer Pumpendrehzahl (n_P),
- Kennlinie ($\mu = f(nue)$) eines Momentenverhältnisses (μ) als Funktion eines Drehzahlverhältnisses (nue), wobei das
5 Momentenverhältnis (μ) als Quozient von Turbinenmoment (M_T) und Pumpenmoment (M_P) definiert ist, und wobei das Drehzahlverhältnis als Quozient von Turbinendrehzahl (n_T) und Pumpendrehzahl (n_P) definiert ist,
- Kennlinie eines Wirkungsgrades des Drehmomentwandlers bzw.
10 der hydrodynamischen Kupplung als Funktion eines Drehzahlverhältnisses (nue),
- Kennlinie ($M_T = f(n_T)$) eines Turbinenmoment (M_T) als Funktion einer Turbinendrehzahl (n_T),
- Kennlinie ($M_P = f(n_T)$) einer Pumpendrehzahl (n_P) als
15 Funktion einer Turbinendrehzahl (n_T),
- Kennlinie eines Wirkungsgrades des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung als Funktion einer Turbinendrehzahl (n_T).

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/EP 01/05205

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F16H61/20 B60K41/10 //F16H59:48, F16H59:50

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F16H B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 4 775 938 A (HIRAMATSU TAKEO) 4 October 1988 (1988-10-04) column 5, line 8 -column 7, line 52; figures 1-5	1,4-7
X	US 5 272 630 A (BROWN LARRY T ET AL) 21 December 1993 (1993-12-21) column 14, line 42 -column 15, line 20; figures 1-20	1,9,10
A	WO 98 33673 A (BOLZ MARTIN PETER ; BOSCH GMBH ROBERT (DE); HUELSEH HOLGER (DE); LO) 6 August 1998 (1998-08-06) the whole document	1-3, 15-17
A	US 4 730 708 A (HAMANO YUKIO ET AL) 15 March 1988 (1988-03-15) the whole document	1,17,20



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

8 document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

2 August 2001

Date of mailing of the international search report

13/08/2001

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Vogt-Schilb, G

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 01/05205

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 4775938 A	04-10-1988	JP 61108017 A JP 61108018 A	26-05-1986 26-05-1986
US 5272630 A	21-12-1993	NONE	
WO 9833673 A	06-08-1998	DE 19703863 A CZ 9803160 A EP 0907524 A JP 2000509676 T US 6154701 A	06-08-1998 15-12-1999 14-04-1999 02-08-2000 28-11-2000
US 4730708 A	15-03-1988	JP 62241739 A JP 62241741 A JP 61278650 A	22-10-1987 22-10-1987 09-12-1986

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

ationales Aktenzeichen

PCT/EP 01/05205

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 IPK 7 F16H61/20 B60K41/10 //F16H59:48,F16H59:50

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F16H B60K

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 4 775 938 A (HIRAMATSU TAKEO) 4. Oktober 1988 (1988-10-04) Spalte 5, Zeile 8 -Spalte 7, Zeile 52; Abbildungen 1-5	1,4-7
X	US 5 272 630 A (BROWN LARRY T ET AL) 21. Dezember 1993 (1993-12-21) Spalte 14, Zeile 42 -Spalte 15, Zeile 20; Abbildungen 1-20	1,9,10
A	WO 98 33673 A (BOLZ MARTIN PETER ;BOSCH GMBH ROBERT (DE); HUELSEH HOLGER (DE); LO) 6. August 1998 (1998-08-06) das ganze Dokument	1-3, 15-17
A	US 4 730 708 A (HAMANO YUKIO ET AL) 15. März 1988 (1988-03-15) das ganze Dokument	1,17,20

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

- * Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :
- *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
 - *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
 - *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
 - *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
 - *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

- *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
- *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahellegend ist
- *Z* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

2. August 2001

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

13/08/2001

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
 Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel: (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Vogt-Schilb, G

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

tionales Aktenzeichen

PCI/EP 01/05205

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
US 4775938	A	04-10-1988	JP	61108017 A	26-05-1986
			JP	61108018 A	26-05-1986
<hr/>					
US 5272630	A	21-12-1993	KEINE		
<hr/>					
WO 9833673	A	06-08-1998	DE	19703863 A	06-08-1998
			CZ	9803160 A	15-12-1999
			EP	0907524 A	14-04-1999
			JP	2000509676 T	02-08-2000
			US	6154701 A	28-11-2000
<hr/>					
US 4730708	A	15-03-1988	JP	62241739 A	22-10-1987
			JP	62241741 A	22-10-1987
			JP	61278650 A	09-12-1986
<hr/>					